

VŠB Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Přemístitelný sloupový manipulátor pro břemeno 200kg

Transportable pillar Manipulator for a 200 kg Weight

Student: Štěpán Macošek

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.

Ostrava 2012

Poděkování:

Děkuji Ing. Šárce Hurníkové, Ph.D. za rady, podněty a připomínky při zpracování mé bakalářské práce. A dále panu prof. Dr. Ing. Miloši Němčekomu za ochotu, vstřícnost a cenné rady.

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- Beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická universita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užit (§ 35 odst. 3).
- Souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- Bylo sjednáno, že užit dílo-bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- Beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....
Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Štěpán Macošek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Bolatice, Polní 636/6 , 74723

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

MACOŠEK, Š. *Přemístitelný sloupový manipulátor pro břemeno 200 kg: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2012 48s. Vedoucí práce: Hurníková, Š.

Bakalářská práce se zabývá návrhem a výpočtem nosné konstrukce přemístitelného sloupového manipulátoru. V úvodu jsou srovnány různé typy konstrukcí a na jejich základě je poté navrženo řešení, které je následně pevnostně kontrolováno dle příslušných norem pro zdvihací zařízení. Toto řešení je rozděleno na dva mezní stavy, které jsou řešeny jednotlivě, a konstrukce je dimenzována vždy pro horší případ. Manipulátor je následně kontrolován proti překlopení. Dále je pak řešení optimalizováno pomocí metody konečných prvků v programu Ansys. Navržený manipulátor lze využít k přemístění břemene v prostoru v ploše $4,9 \text{ m}^2$ a ke zdvihu tohoto břemene až do výše 2800 mm.

Annotation of bachelor's work

MACOŠEK, Š. *Transportable Pillar Manipulator for a 200 kg Weight: bachelor's work*. Ostrava: Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanism, Supervisor: Hurníková Š.

Bachelor's work deals with a project and a calculation of a supporting construction of transportable pillar manipulator. In the introduction there is a comparison of different types of constructions, and on its basics, there is a suggested solution, which is then checked according to the standards for lifting device. This solution is divided into two limit conditions, which are solved individually, and the construction is always dimensioned for the worse case. Then the manipulator is checked against the overturn. After that the solution is optimized with the finite element method in the Ansys application. The designed manipulator can be used for a transfer of weight in space of a surface of $4,9 \text{ m}^2$ and for the lift of this weight up to 2800 mm.

Seznam použitých značek a symbolů

A	[mm ²]	plocha průřezu sloupu
B	[mm]	šířka tenkostěnného profilu
C	[kN]	dynamická únosnost ložiska
C ₀	[kN]	statická únosnost ložiska
D	[mm]	průměr čepu
D _t	[mm]	vzdálenost těžiště G od osy sloupu
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
F	[N]	síly
G	[N]	těžiště manipulátoru
J	[mm ⁴]	kvadratické momenty
K	[N]	síly působící v osách ložisek
L	[mm]	výška manipulátoru
M _o	[N·m]	ohybové momenty
P ₀	[kN]	statické zatížení ložisek
R _e	[MPa]	mez kluzu jednotlivých materiálů
R _m	[MPa]	mez pevnosti jednotlivých materiálů
S	[mm ²]	Plochy jednotlivých průřezů
W _k	[mm ³]	Průřezový modul v krutu
W _o	[mm ³]	Průřezový modul v ohybu
X	[mm]	vzdálenost oka šroubu k ose ramen
Y ₀	[-]	výpočtový součinitel
Y	[-]	výpočtový součinitel

a	[mm]	vzdálenost působišť sil ložisek
d	[mm]	průměr čepu
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
m	[kg]	hmotnost jednotlivých komponent
m_h	[kg]	hmotnost závaží
r	[mm]	délky ramen
r_t	[mm]	vzdálenost těžišť ramen ke konci ramene
r_{to}	[mm]	vzdálenost těžišť ramen k osám
s_0	[-]	statická bezpečnost ložisek
v_h	[m/s]	maximální rychlost zdvihu kladkostroje
z	[mm]	výška svaru
\varnothing_1	[-]	součinitel zohledňující účinky vybuzení kmitání
\varnothing_2	[-]	součinitel zohledňující účinky kmitání
\varnothing_{2min}	[-]	výpočtový součinitel
α	[°]	úhel mezi svislicí a řetězem
β_2	[-]	výpočtový součinitel
δ	[-]	výpočtový součinitel
λ	[-]	štíhlost
π	[-]	Ludolfovo číslo
σ_{dov}	[MPa]	dovolené napětí
τ	[MPa]	napětí ve smyku

Obsah

1	Úvod	11
2	Rešerše.....	12
2.1	Definice manipulátoru.....	12
2.2	Rozdělení manipulátorů podle systému	13
2.3	Příklady volně stojících manipulátorů	14
2.4	Přehled podobných zařízení	15
3	Pevnostní kontrola navržených a zvolených částí přemístitelného sloupového manipulátoru s nosností do 200 kg.....	16
3.1	Příprava a zvážení jednotlivých mezních poloh manipulátoru	16
3.1.1	Zjednodušené schéma přemístitelného sloupového manipulátoru s nosností do 200 kg	16
3.1.2	Výpočet sil a součinitelů	19
3.2	Pevnostní kontrola ramene č.1	21
3.2.1	Kontrola napětí	22
3.3	Návrh tloušťky svaru mezi ramenem č. 1 a pouzdem čepu 1	23
3.4	Pevnostní kontrola čepu mezi rameny	24
3.5	Kontrola koutových svarů čepu	26
3.6	Rozložení sil a statická kontrola kuželíkových ložisek.....	26
3.7	Pevnostní kontrola ramene č.2	29
3.8	Návrh tloušťky svaru mezi ramenem č. 2 a pouzdem čepu 2	34
3.9	Kontrola čepu na sloupu.....	35
3.10	Rozložení sil a statická kontrola kuželíkových ložisek v kloubovém spoji na sloupu	36
3.11	Kontrola sloupu.....	39
3.11.1	Kontrola sloupu na vzpěrnou pevnost	41
3.12	Návrh tloušťky svaru na obou koncích sloupu.....	42
3.13	Kontrola šroubů v základně sloupu.....	42

3.14	Kontrola závitů v podstavě.....	44
4	Stabilita manipulátoru	45
5	Závěr.....	47
6	Seznam použité literatury	48
7	Seznam příloh.....	49

1 Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem optimálního řešení přemístitelného sloupového manipulátoru. O problematiku menších zdvihacích zařízení jsem se zajímal již na střední škole. V praxi jsem se totiž setkal s několika typy konstrukcí jeřábů a manipulátorů. Každá z nich měla určité výhody, ale i nevýhody, které se při manipulaci s břemenem ukázaly jako problém. Za největší nevýhody považuji omezený úhel otáčení, který vyplývá z většiny typů konstrukcí a neschopnost snadného přemístění celého manipulátoru na jiné pracoviště.

Proto jsem si jako primární cíl vytyčil navrhnout kombinaci několika typů manipulátorů s parametry pro menší halu, z čehož pak vyplynula určitá omezení, kterými jsem se při návrhu řídil. Přemístitelný sloupový manipulátor je omezen maximální délkou rozpětí, výškou celého manipulátoru, hmotností břemene a požadavkem na minimalizaci hmotnosti celé nosné konstrukce manipulátoru. Terciálním cílem bylo navrhnout manipulátor tak, aby základna byla co nejmenší z důvodu snazší přemístitelnosti celého sloupového manipulátoru. V této bakalářské práci budu pevnostně kontrolovat všechny klíčové prvky manipulátoru. Navržený a pevnostně zkontrolovaný manipulátor pak budu kontrolovat na stabilitu. Dále pak bude přiložena sestava celé nosné konstrukce manipulátoru a výrobní výkres pouzdra čepu 2 a podložky 2.

2 Rešerše

2.1 Definice manipulátoru

„Manipulátor je stroj s motorickým pohonem, určený pro přemístění břemene v prostoru, kde je obsluha v kontaktu s břemenem nebo uchopovací prostředkem břemene“ [1].

Manipulátory mají tři základní funkční části:

- 1) Uchopovací prostředek břemena
- 2) Zařízení pro přemístění a umístění břemene v prostoru
- 3) Nosnou konstrukci

Uchopovací prostředek břemene

Uchopovací prostředek břemena slouží ke sloučení se zbývajících částí manipulátoru a dále pak k uchopení břemene a jeho držení. Spojení musí být tak pevné, aby nedošlo k nežádoucímu uvolnění.

Uchopení břemene lze uskutečnit adhezí, sevřením či mechanickým spojením.

Uchopovací prostředky se dají dále rozdělit na: podtlakové, magnety (elektrické nebo permanentní), kleště drapáky, svěrky a rozpínací trny. Tyto se pak dále rozlišují na hydraulické či pneumatické.

Zařízení pro přemístění a umístění břemene v prostoru

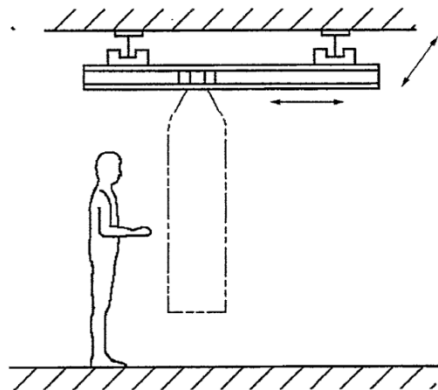
Zařízení pro přemístění a umístění břemene v prostoru může být samotná nosná konstrukce s pohyblivými mechanickými částmi poháněnými buď obsluhou (ručně), pneumaticky, hydraulicky nebo elektricky. Nebo ručně či elektricky poháněný kladkostroj.

Nosná konstrukce

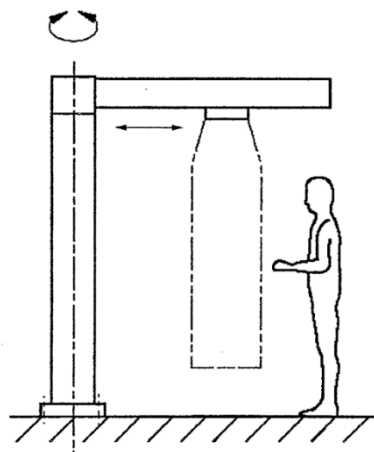
Nosná konstrukce je definována jako část manipulátoru, která působením sil ovlivňuje břemeno

2.2 Rozdělení manipulátorů podle systému

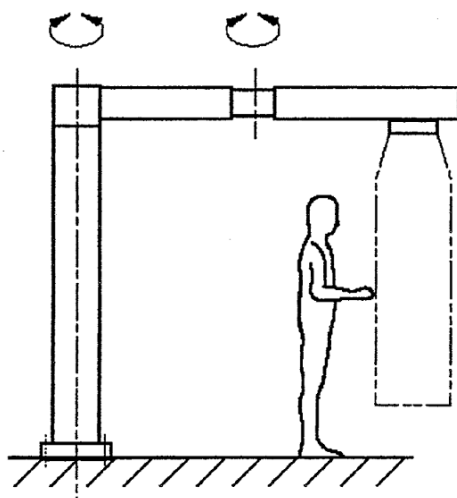
- Systém namontovaný pod stropem



- Systém namontovaný na podlaze

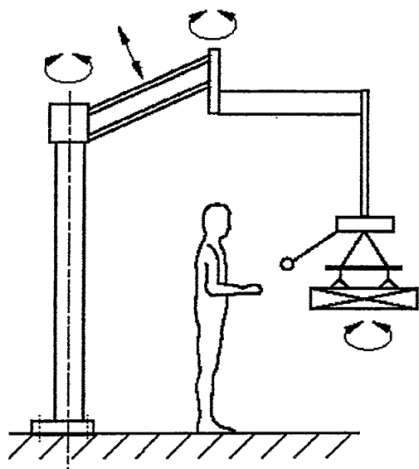


- Kloubový systém namontovaný na podlaze

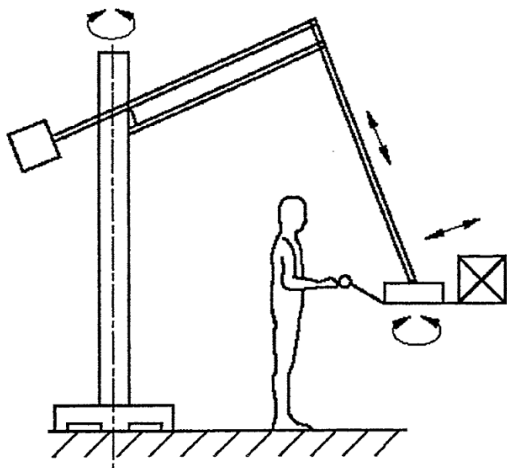


2.3 Příklady volně stojících manipulátorů

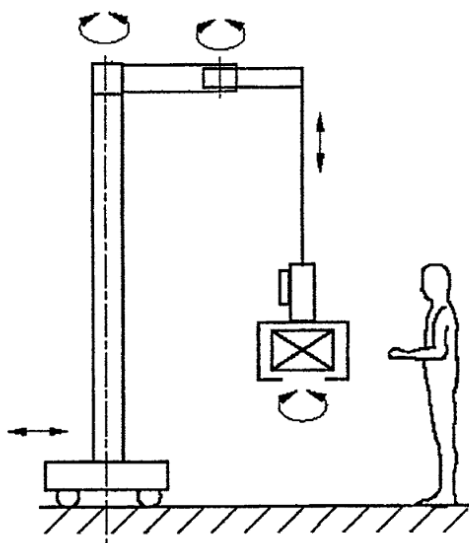
- Volně stojící manipulátor trvale umístěný



- Volně stojící manipulátor přemístitelný



- Volně stojící manipulátor pojízdný



2.4 Přehled podobných zařízení

Německá firma PURTEC nabízí modely:

- SKK

Tento přemístitelný manipulátor je jednoduché konstrukce, ale při větší nosnosti klesá jeho dosah. Dále má omezený úhel otočení v obou kloubových spojích

nosnost 80 kg -180 kg
pracovní rádius 2 m – 4 m
max. zdvih 1,8 m



Obr. 2.1 SKK

- SMK-ES

Dalším manipulátorem stejné firmy je SMK-ES, který má umístěný motor na sloupu a lanem je přes dvě kladky vedeno ocelové lanko umožňující zdvih břemene. Nevýhodou tohoto manipulátoru je omezenost použití různých typů zdvihacích zařízení a omezený úhel otočení mezi rameny.

nosnost 80 kg
pracovní rádius 2,5 m
max. zdvih 1,8 m



Obr. 2.2 SMK-ES

Firma FORMETAL nabízí manipulátor řady VT pro manipulaci s plochými předměty a materiály.

Motor umístěný na sloupu zdvihá celé zařízení pro umístění břemene v prostoru, proto musí mít větší výkon o hmotnost konstrukce. Celá konstrukce je složitější, tudíž i těžší.

nosnost 150 kg
pracovní rádius 3,4 m
max. zdvih 1,7 m



Obr. 2.3 VT 150

3 Pevnostní kontrola navržených a zvolených částí přemístitelného sloupového manipulátoru s nosností do 200 kg

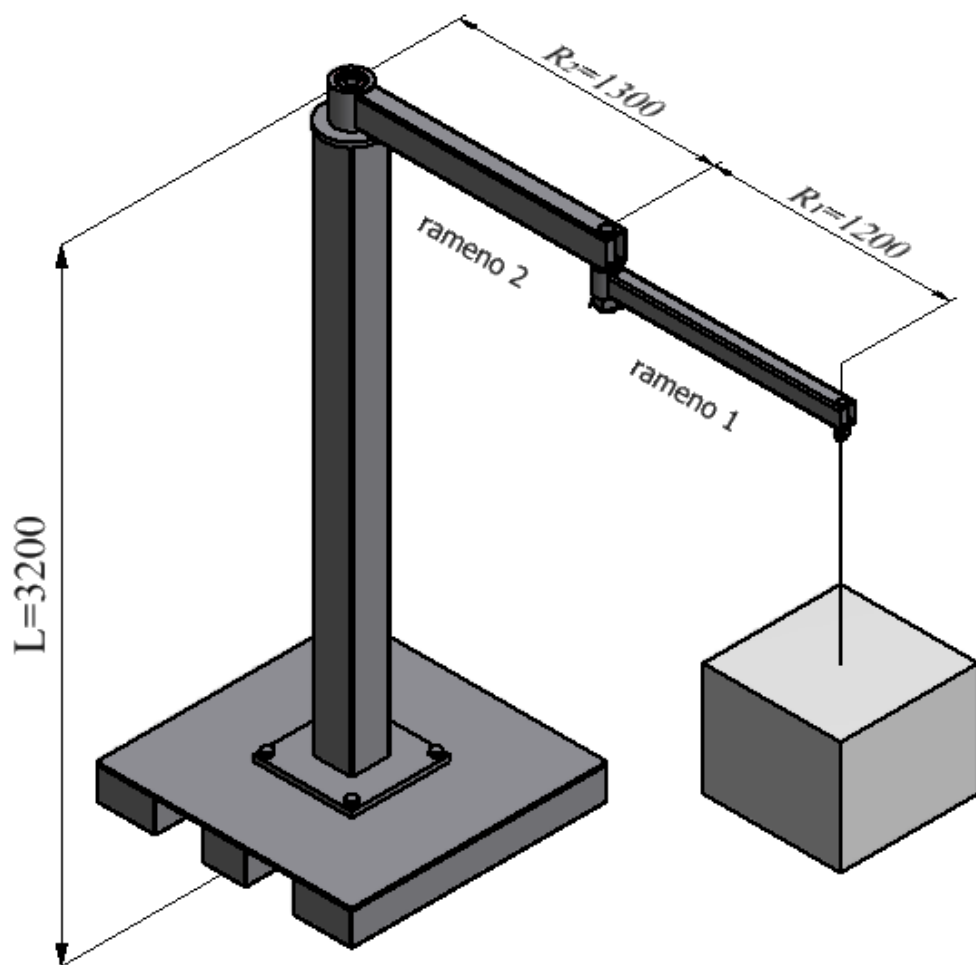
V této kapitole bude provedena pevnostní kontrola pro všechny dílce použité při návrhu přemístitelného sloupového manipulátoru.

3.1 Příprava a zvážení jednotlivých mezních poloh manipulátoru

Manipulátor bude navrhován a pevnostně kontrolován dle normy ČSN EN 14238 (Jeřáby – Ručně vedená manipulační zařízení), která se dále odkazuje na normy ČSN EN 13001-1 (Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 1: Základní principy a požadavky), ČSN EN 13001-2 (Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 2: Účinky zatížení) a normu ČSN EN 13001-3-1 (Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí). V provozu se může manipulační zařízení vyskytnout v několika mezních polohách, ve kterých budou jednotlivé komponenty namáhány maximálními zatíženími. Manipulátor bude počítán pro všechny tyto polohy.

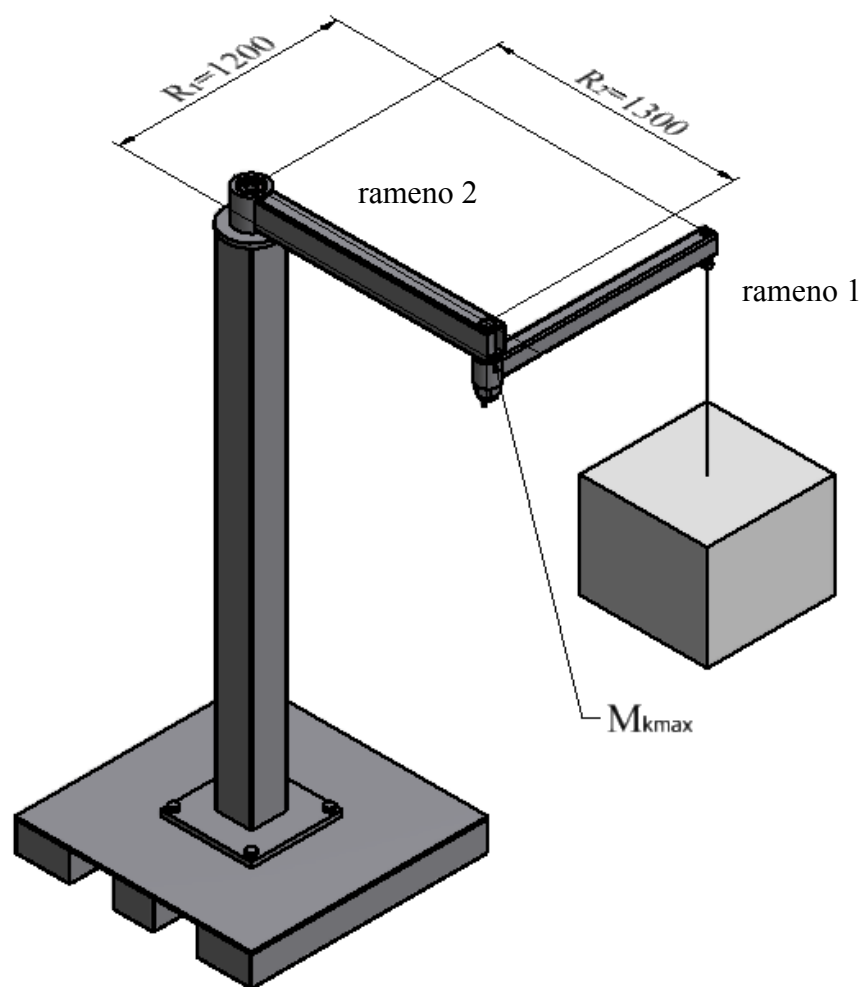
3.1.1 Zjednodušené schéma přemístitelného sloupového manipulátoru s nosností do 200 kg

Na obr. 3.1 je zobrazen přemístitelný sloupový manipulátor s jeho největším možným rozpětím ramen (2,5m). V mezním stavu 1 jsou obě ramena v jedné ose a na manipulátoru jsou maximální účinky zatížení vyvozené ohybem.



Obr. 3.1 Mezní stav 1

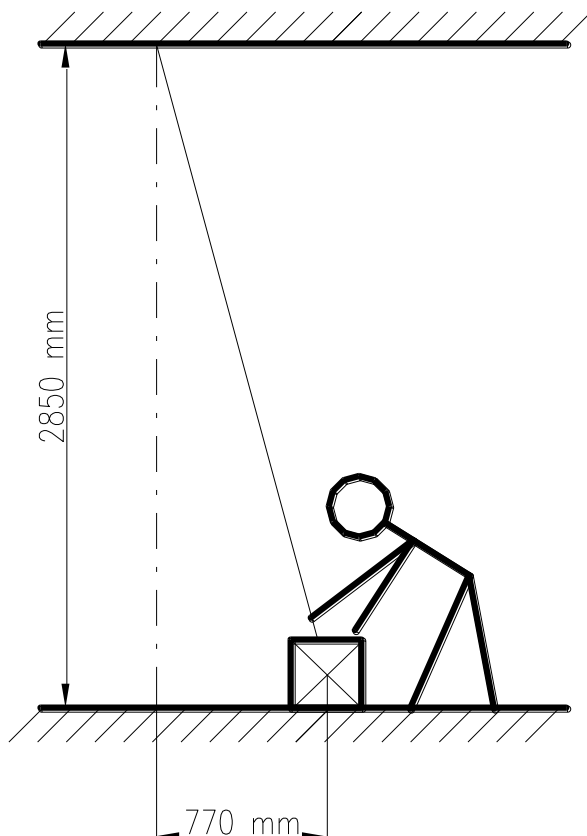
Na obrázku 3.2 je schematicky zobrazen přemístitelný sloupový manipulátor v druhém mezním stavu, kde je rameno č.1 pootočeno vůči druhému ramenu o 90° . V této poloze vzniká na ramenu č.2 maximální krouticí moment.



Obr. 3.2 Mezní stav 2.

- **Podmínky negativně ovlivňující mezní stav 1**

K přemístění břemene do jiné než vertikální polohy dojde při vyvinutí síly obsluhou v horizontálním směru na břemeno. Tato síla vychyluje břemeno ze svislé polohy. Tato skutečnost se dá také použít ke zvětšení dosahu manipulátoru. Při experimentu, který je schematicky zobrazen na obr. 3.3 se zjišťovala maximální výchylka břemene ze svislé osy. Z podobnosti trojúhelníků lze pak vypočítat maximální možnou sílu vyvozenou na břemeno.



Obr. 3.3 Schéma experimentu

3.1.2 Výpočet sil a součinitelů

- **Výpočet maximální síly vyvozené obsluhou**

Na zavěšené břemeno o hmotnosti 200 kg byla při spouštění vyvozována síla v horizontálním směru, při dosednutí břemene na zem byla změřena výchylka Z výšky a ze změřené výchylky lze dopočítat úhel, který svírá svislice a řetěz na kterém bylo břemeno zavěšeno.

- **Výpočet síly vyvozené zavěšením maximální hmotnosti břemene**

Nosnost přemístitelného sloupového manipulátoru je zvětšena o 80 kg, což představuje průměrnou hmotnost obsluhy.

$$F_{mh} = (m_h + m_o) \cdot g = (200 + 80) \cdot 9,81 = 2747 \text{ N} \quad (3.1)$$

$$F_{mh1} = m_h \cdot g = 200 \cdot 9,81 = 1962 \text{ N} \quad (3.2)$$

$$\alpha = \arctg\left(\frac{770}{2850}\right) = 15,2^\circ \quad (3.3)$$

$$\frac{F_p}{F_{mh1}} = tg \propto \Rightarrow F_p = F_{mh1} \cdot tg \propto = 1962 \cdot tg 15,2^\circ = 533 \text{ N} \quad (3.4)$$

Z důvodů vyšší bezpečnosti se bude počítat se silou vyvozenou pracovníkem $F_p=600 \text{ N}$.

- **Výpočet sil vyvozených hmotností jednotlivých komponentů**

Zdvihací zařízení jsou různých typů a většina váží do 20 kg. Proto byla zvolena hmotnost zdvihacího zařízení na horní hranici.

Síla od zdvihacího zařízení.

$$F_{mz} = m_z \cdot g = 20 \cdot 9,81 = 196,2 \text{ N} \quad (3.5)$$

Hmotnost ramena byla zjištěna v programu inventor po namodelování.

Síla od hmotnosti ramene č.1.

$$F_{mr1} = m_{r1} \cdot g = 17,724 \cdot 9,81 = 173,9 \text{ N} \quad (3.6)$$

$$F_{mr2} = m_{r2} \cdot g = 23,088 \cdot 9,81 = 226,5 \text{ N} \quad (3.7)$$

$$F_K = m_K \cdot g = 14,76 \cdot 9,81 = 144,8 \text{ N} \quad (3.8)$$

$$F_{k2} = m_{k2} \cdot g = 31,751 \cdot 9,81 = 311,5 \text{ N} \quad (3.9)$$

- **Výpočet součinitele ϕ_1**

„Při zdvihání břemena ze země nebo při uvolnění břemena nebo jeho částí se musí zohlednit účinky vybuzení kmitání konstrukce jeřábu. Gravitační síla působící na hmotnost jeřábu nebo na jeho část se vynásobí součinitelem ϕ_1 “ [2].

Následující vzorec platí pro jeřáby třídy MDC1, do které tento manipulátor patří.

$$\phi_1 = 1 + \delta = 1 + 0,05 = 1,05 \quad (3.10)$$

Hodnota δ je volena dle konstrukce jeřábu. $\delta=0,05$

- **Výpočet součinitele ϕ_2**

„Při zdvihání volně ležícího břemena se musí zohlednit účinky kmitání, které se při tom vyvolají, vynásobením gravitačních sil, působících na hmotnost břemena zdvihu, součinitelem ϕ_2 . Hmotnost břemena zdvihu zahrnuje užitečné břemeno, prostředky pro uchopení břemen a část závěsných lan, řetězů atd.“ [2].

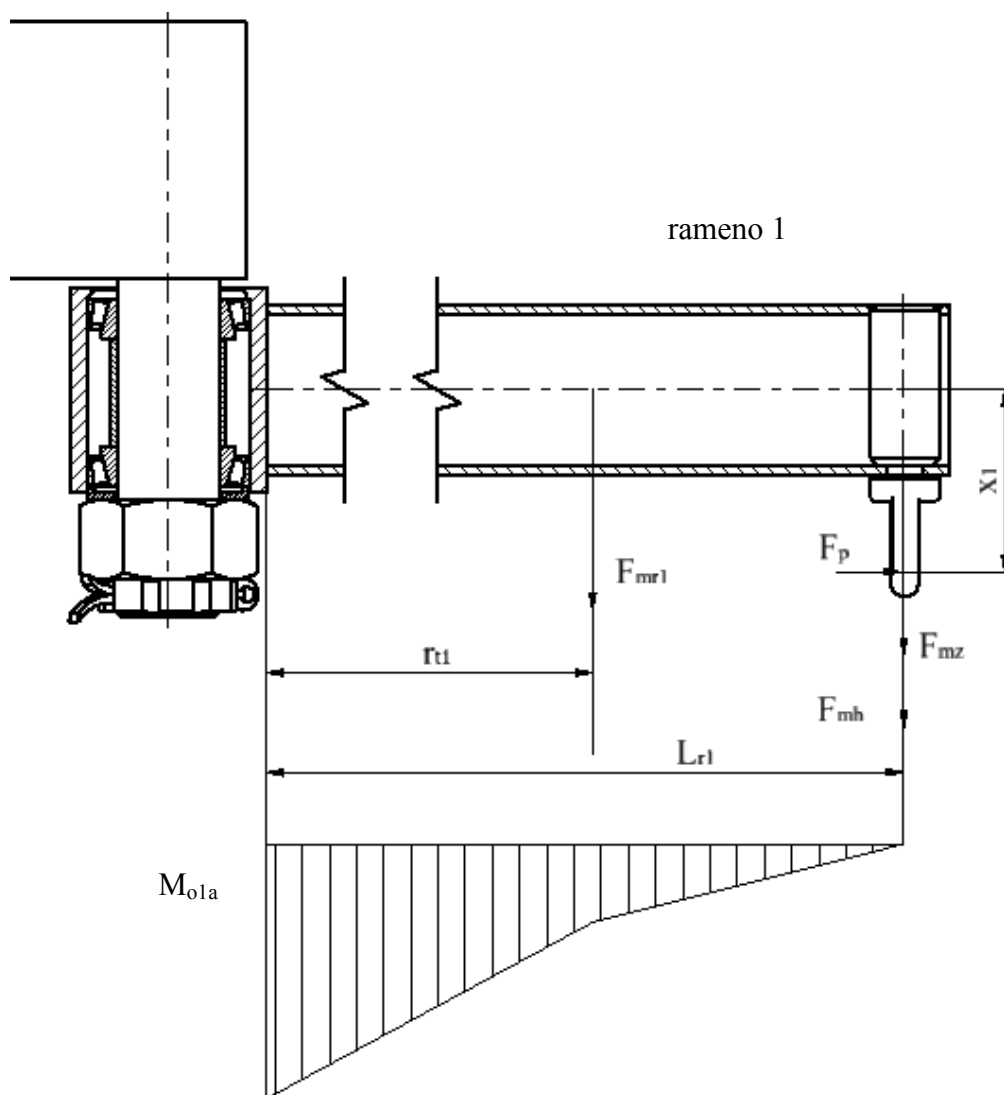
$$\phi_2 = \phi_{2min} + \beta_2 \cdot v_h = 1,2 + \left(0,68 \cdot \frac{12,9}{60}\right) = 1,3462 \quad (3.11)$$

Součinitele ϕ_{2min} a β_2 jsou odečteny z normy ČSN 13001-2 dle příslušné zdvihové třídy, $v_h = 12,9 \text{ m/min}$ pro jednorychlostní elektrický řetězový kladkostroj.

$$F_q = F_{mh} \cdot \phi_2 + F_{mz} \cdot \phi_1 = 2747 \cdot 1,3462 + 196,2 \cdot 1,05 = 3\,904 \text{ N} \quad (3.12)$$

3.2 Pevnostní kontrola ramene č.1

Rameno je tvořeno tenkostěnným profilem dlouhým 1185mm. Na jeho konci je na přivařeném šroubu s okem zavěšeno zdvihací zařízení. Profil bude namáhán ohybem a tahem. Schéma a rozložení sil je patrné z obr. 3.4 Profil se bude kontrolovat pro dva případy. V prvním případě bude břemeno viset svisle dolů a v druhém případě bude na břemeno vyvozována síla F_p .



Obr. 3.4 Řez ramenem č. 1

$$L_{r1}=1142,5 \text{ mm}$$

$$r_{t1}=593 \text{ mm}$$

$$X_1=120 \text{ mm}$$

- **Výpočet maximálního ohybového momentu bez působení F_p**

$$\begin{aligned} M_{o1a} &= F_{mh} \cdot L_{r1} \cdot \varnothing_2 + F_{mz} \cdot L_{r1} \cdot \varnothing_1 + F_{mr1} \cdot r_{t1} \cdot \varnothing_1 \\ &= 2747 \cdot 1142,5 \cdot 1,3462 + 196,2 \cdot 1142,5 \cdot 1,05 + 173,9 \\ &\quad \cdot 593 \cdot 1,05 = 4\,568\,623 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (3.13)$$

- **Výpočet ohybového momentu s působením F_p**

$$\begin{aligned} M_{o1ap} &= F_{mh} \cdot L_{r1} \cdot \varnothing_2 + F_{mz} \cdot L_{r1} \cdot \varnothing_1 + F_{mr1} \cdot r_{t1} \cdot \varnothing_1 - F_p \cdot x_1 \\ &= 2747 \cdot 1142,5 \cdot 1,3462 + 196,2 \cdot 1142,5 \cdot 1,05 + 173,9 \\ &\quad \cdot 593 \cdot 1,05 - 600 \cdot 120 = 4\,496\,623 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (3.14)$$

- **Určení dovolených napětí**

Profil je vyroben z oceli S 235 a dovolené napětí je počítáno ze dvou podmínek:

- 1) Při statickém zatížení nejméně dvojnásobkem nosnosti nevzniknou trvalé deformace

$$\sigma_{o1} = \frac{R_e}{2} = \frac{235}{2} = 117,5 \text{ MPa} \quad (3.15)$$

Při statickém zatížení nejméně trojnásobkem nosnosti nedojde k porušení konstrukce, i když vzniknou trvalé deformace.

$$\sigma_{o1} = \frac{R_m}{3} = \frac{340}{3} = 113,3 \text{ MPa} \quad (3.16)$$

Kde $R_e = 235 \text{ MPa}$

$$R_m = 340 \text{ MPa pro ocel S235} [\text{ČSN P CEN/TS 13001-3-1}]$$

Dovolené napětí bude bráno vždy to, které má nižší hodnotu.

3.2.1 Kontrola napětí

Pro případ se svislým zavěšením břemene

$$\sigma_{o1a} = \frac{M_{o1a}}{W_{o1}} = \frac{4\,568\,623}{52\,000} = 87,8 \text{ MPa} \quad (3.17)$$

$$W_{o1} = 52\,000 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_{o1a} < \sigma_{dov}$$

$$87,8 < 113,3 \text{ vyhovuje}$$

Pro případ se silou F_p se vypočte maximální napětí jako kombinace tahu a ohybu.

$$\sigma_{o1ap} = \sigma_{t1} + \sigma_{o1b} = \frac{F_p}{S_1} + \frac{M_{o1b}}{W_{o1}} = \frac{600}{1923} + \frac{4\,496\,623}{52\,000} = 86,8 \text{ MPa} \quad (3.18)$$

$$S_1 = 1932 \text{ mm}^2$$

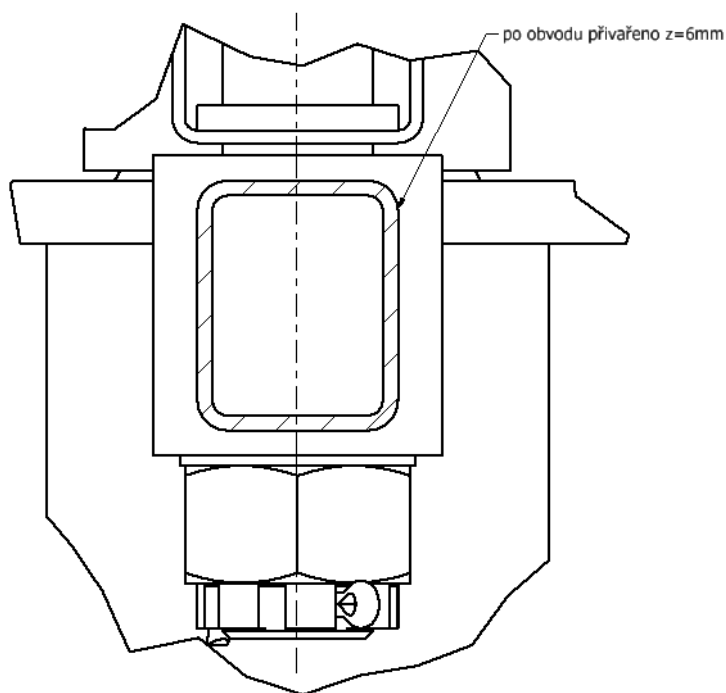
$$\sigma_{o1ap} < \sigma_{dov}$$

$$86,8 < 113,3 \text{ vyhovuje}$$

3.3 Návrh tloušťky svaru mezi ramenem č. 1 a pouzdrem čepu 1

Profil 100x80x6 bude po celém obvodu přivařen koutovým svarem. Velikost odvěсны koutového svaru z je zvolena stejná, jako tloušťka stěny ramene č.1.

$$z = 6 \text{ mm}$$



Obr. 3.5 Řez tenkostěnného profilu před pouzdrem čepu 1

Pro obdélníkový průřez svaru je jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu roven:

$$J_{zu} = \frac{h^2}{6} \cdot (3 \cdot b + h) \quad (3.19)$$

Celkový osový kvadratický moment účinných průřezů celkového svaru je pak:

$$\begin{aligned} J_z &= 0,707 \cdot z \cdot \frac{h^2}{6} \cdot (3 \cdot b + h) = 0,707 \cdot 6 \cdot \frac{100^2}{6} \cdot (3 \cdot 80 + 100) \\ &= 2\,403\,800 \text{ mm}^3 \end{aligned} \quad (3.20)$$

Výsledné napětí je pak:

$$\tau_1 = \frac{M_{o1a}}{J_z} = \frac{4\,568\,623}{2\,403\,800} = 1,9 \text{ MPa} \quad (3.21)$$

„Dovolené napětí tupých a koutových svarů se stanoví vynásobením dovoleného napětí základního materiálu σ_D příslušným převodním součinitelem α svarového spoje uvedeným v tab.9-5“ [3].

$$\tau_{D,sv} = \alpha_\tau \cdot \sigma_D$$

Dovolené napětí σ_D pro svarový kov v ohybu

$$\sigma_D = 0,6 - 0,66 \cdot R_e = 0,6 \cdot 235 = 141 \text{ MPa} \quad (3.22)$$

$$\tau_{1D,sv} = 0,65 \cdot 141 = 91,65 \quad (3.23)$$

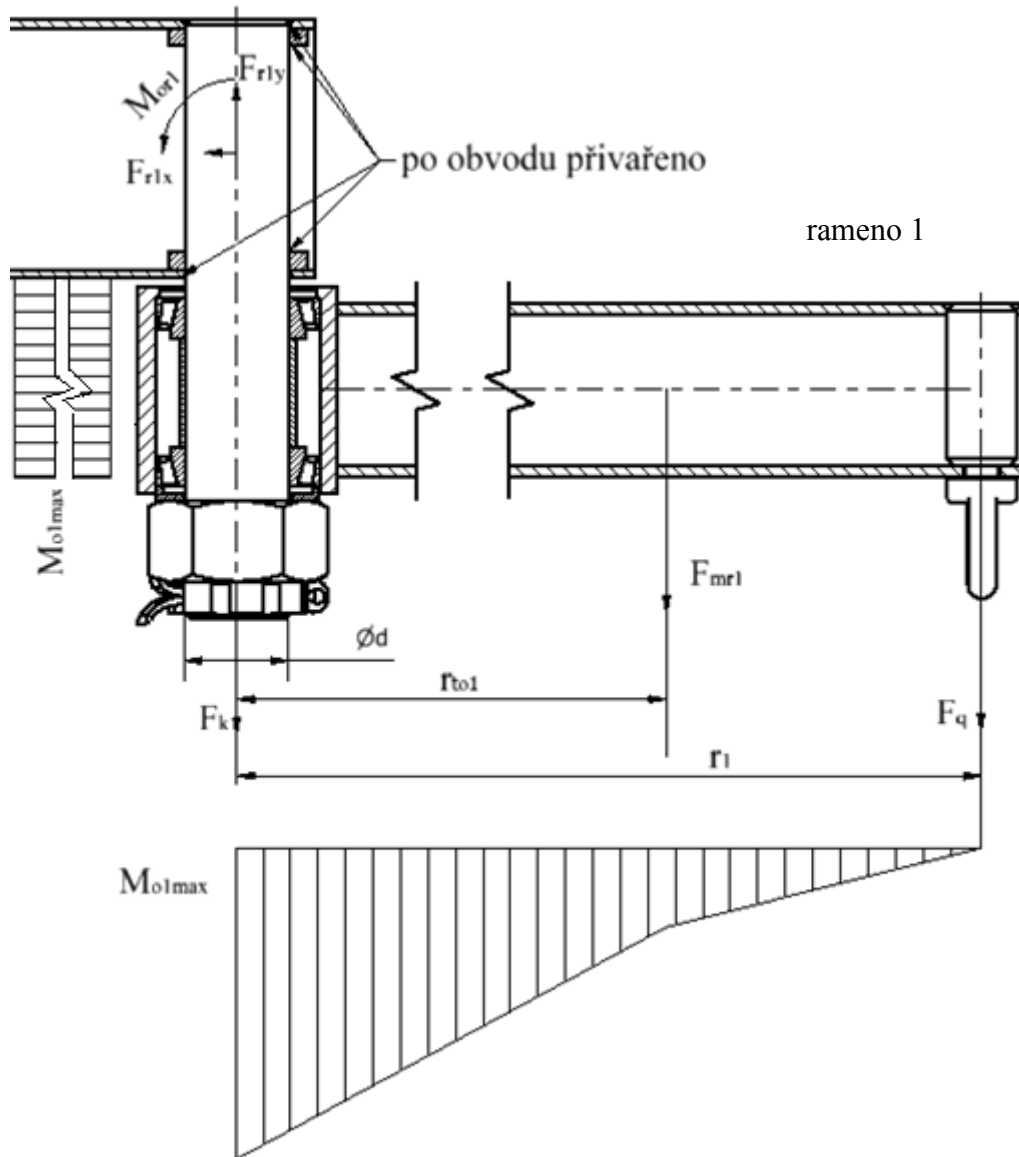
$$\tau_1 < \tau_{1D,sv}$$

1,9 < 91,65 *vyhovuje*

3.4 Pevnostní kontrola čepu mezi rameny

Čep prochází horním ramenem č.2 a je v něm pevně přivařen. Na první rameno je upevněn přes dvě kuželíková ložiska. Na obr. 3.6 je zobrazeno schéma pro návrh čepu. Síla F_p se nezohledňuje, protože působí proti ohybu vyvozenému břemenem. Čep je vyroben z materiálu 16 240. Průměr čepu je 60mm.

Rameno 2



Obr. 3.6 Průběh ohybového momentu na čepu

$$r_1 = 1200 \text{ mm}$$

$$r_{to1} = 650 \text{ mm}$$

$$F_{r1y} = F_{mr1} \cdot \phi_1 + F_q = 173,9 \cdot 1,05 + 3\,904 = 4\,086,6 \text{ N} \quad (3.24)$$

$$\begin{aligned} \sigma_2 = \sigma_{t2} + \sigma_{o2} &= \frac{F_{ry}}{S_d} + \frac{M_{o1max}}{W_{od}} = \frac{F_{r1y}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} + \frac{F_q \cdot r_1 + F_{mr1} \cdot r_{to1} \cdot \phi_1}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \\ &= \frac{4 \cdot 4\,086,6}{\pi \cdot 60^2} + \frac{32 \cdot (3\,904 \cdot 1200 + 173,9 \cdot 650 \cdot 1,05)}{\pi \cdot 60^3} = 235,6 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (3.25)$$

Kde $R_e = 590 \text{ MPa}$

$R_m = 785 \text{ MPa}$ pro ocel 16 240[ČSN EN 10020]

$$\sigma_{dov} = \frac{R_m}{3} = \frac{785}{3} = 261,6 \text{ MPa} \quad (3.26)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{2} = \frac{590}{2} = 295 \text{ MPa} \quad (3.27)$$

$$\sigma_{o2} < \sigma_{dov}$$

$$235,6 < 261,6 \text{ vyhovuje}$$

3.5 Kontrola koutových svarů čepu

Z obr. 3.5 je vidět, že je čep přivařen shora i ze spodu po obvodu a zevnitř kolem výztuží v oblouku 180° . Svary přenáší pouze tah. Velikost odvěsny $z=3 \text{ mm}$.

$$\sigma_{tcep} = \frac{F_{r1y}}{3 \cdot S_{svar}} = \frac{F_{r1y}}{3 \cdot \pi \cdot d \cdot 0,707 \cdot z} = \frac{4\,086,6}{3 \cdot \pi \cdot 60 \cdot 0,707 \cdot 3} = 3,4 \text{ MPa} \quad (3.28)$$

Dovolené napětí σ_D pro svarový kov v tahu

$$\sigma_D = 0,6 - 0,66 \cdot R_e = 0,6 \cdot 235 = 141 \text{ MPa} \quad (3.29)$$

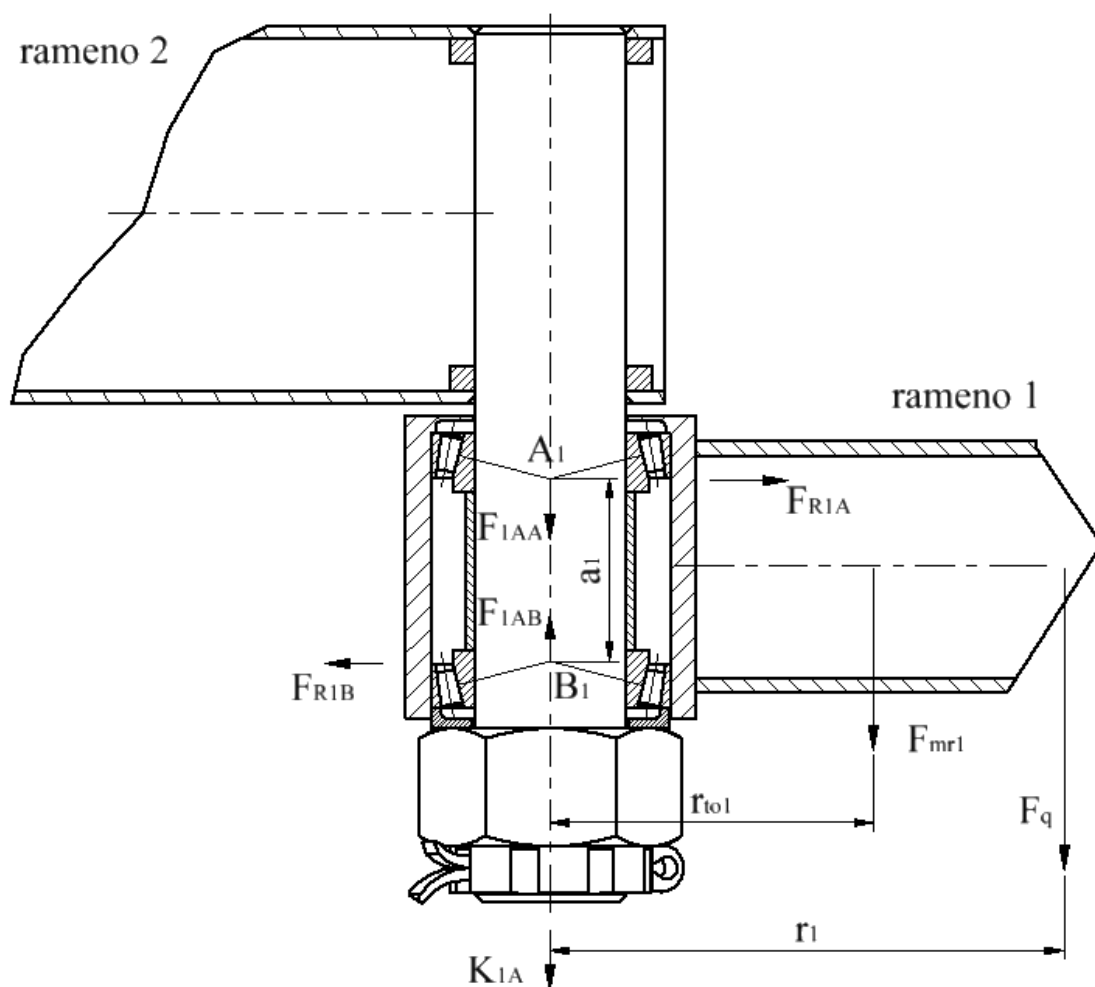
$$\tau_{1D,sv} = 0,65 \cdot 141 = 91,65 \quad (3.30)$$

$$\tau_1 < \tau_{1D,sv}$$

$$3,4 < 91,65 \text{ vyhovuje}$$

3.6 Rozložení sil a statická kontrola kuželíkových ložisek

Podle zvoleného čepu $\varnothing 60 \text{ mm}$ byly přiřazeny kuželíkové ložiska. Kuželíková ložiska jsou uspořádána do „X“, čímž se posunují reakce blíže k sobě. Obě ložiska jsou zatížena radiálními i axiálními silami. Radiální sílu působící ve středu zatížení můžeme rozložit na normálovou složku působící pod úhlem styku a na axiální složku působící v ose čepu, přičemž obě složky nejsou vzájemně kolmé. Dle konstrukce viz obr. 3.7 lze usoudit, že ložisko A_1 je uvolněné a ložisko B_1 je sevřené. Pro výpočet axiální síly vyvozené ložiskem použijeme vzorec $F_A = 0,5 \cdot \frac{F_r}{Y}$. Protože síla F_p vyvozuje opačný moment než síly F_q a F_{mr1} nebude do výpočtů zahrnuta.



Obr. 3.7 Rozložení sil v ložiscích

- **Určení velikosti reakčních sil v ložiscích**

$$\sum M_{i1A} = 0 \quad F_q \cdot r_1 + F_{mr1} \cdot r_{to1} - F_{R1B} \cdot a_1 = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{F_q \cdot r_1 + F_{mr1} \cdot r_{to1}}{a_1} = F_{R1B}$$

$$F_{R1B} = \frac{3904 \cdot 1200 + 173,9 \cdot 650}{65} = 73\,660 \, N \quad (3.31)$$

$$a_1 = 65 \, mm$$

$$\sum M_{i1B} = 0 \quad F_q \cdot r_1 + F_{mr1} \cdot r_{to1} - F_{R1A} \cdot a_1 = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{F_q \cdot r_1 + F_{mr1} \cdot r_{to1}}{a_1} = F_{R1A}$$

$$F_{R1A} = \frac{3904 \cdot 1200 + 173,9 \cdot 650}{65} = 73\,660 \, N \quad (3.32)$$

$$K_{1A} = F_q + F_{mr1} = 3\,904 + 173,9 = 4\,077,9 \text{ N} \quad (3.33)$$

$$F_{1AB} = 0,5 \cdot \frac{F_{R1A}}{Y} + K_{1A} = 0,5 \cdot \frac{73\,660}{1,4} + 4\,077,9 = 30\,385 \text{ N} \quad (3.34)$$

$$F_{1AA} = 0,5 \cdot \frac{F_{R1A}}{Y} = 0,5 \cdot \frac{73\,660}{1,4} = 26\,307 \text{ N} \quad (3.35)$$

• Minimální zatížení ložiska

„Na všechna ložiska s bodovým nebo čárovým stykem musí působit určité minimální zatížení, aby byl zajištěn jejich uspokojivý provoz. To platí i pro kuželiková ložiska, především v případě, kdy mají pracovat při vysokých otáčkách, s vysokým zrychlením anebo při náhlých změnách směru působícího zatížení. Za takových podmínek mohou mít setrvačné síly kuželeků a klecí, jakož i tření v mazivu negativní vliv na podmínky odvalování a způsobit poškození valivých těles a oběžných drah prokluzováním. Požadované minimální radiální zatížení pro standardní kuželiková ložiska SKF může být pro takové případy odhadnuto podle vztahu

$$F_{rm} = 0,02 \cdot C \text{ [4].}$$

Pro zvolené ložisko 32012 X/QCL7C je dle tabulky dynamická únosnost $C=106 \text{ kN}$

$$F_{rm} = 0,02 \cdot C = 0,02 \cdot 106 = 2,12 \text{ kN} \quad (3.36)$$

$$F_{rm} \leq F_{R1B} \quad 2\,120 < 73\,660 \quad \text{vyhovuje}$$

• Statické zatížení ložiska

Výpočet ekvivalentního statického zatížení kuželikového ložiska dle SKF:

$$F_r = F_{R1B} = F_{R1A} \quad (3.37)$$

$$P_0 = 0,5 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_{1AB} = 0,5 \cdot 73\,660 + 0,8 \cdot 30\,385 = 61\,138 \text{ N} \quad (3.38)$$

Pokud statické zatížení P_0 bude menší než radiální síla F_r , pak platí:

$$P_0 = F_r$$

$$P_0 < F_r \quad 61\,138 < 73\,660 \quad \Rightarrow P_0 = F_r = 73\,660 \text{ N}$$

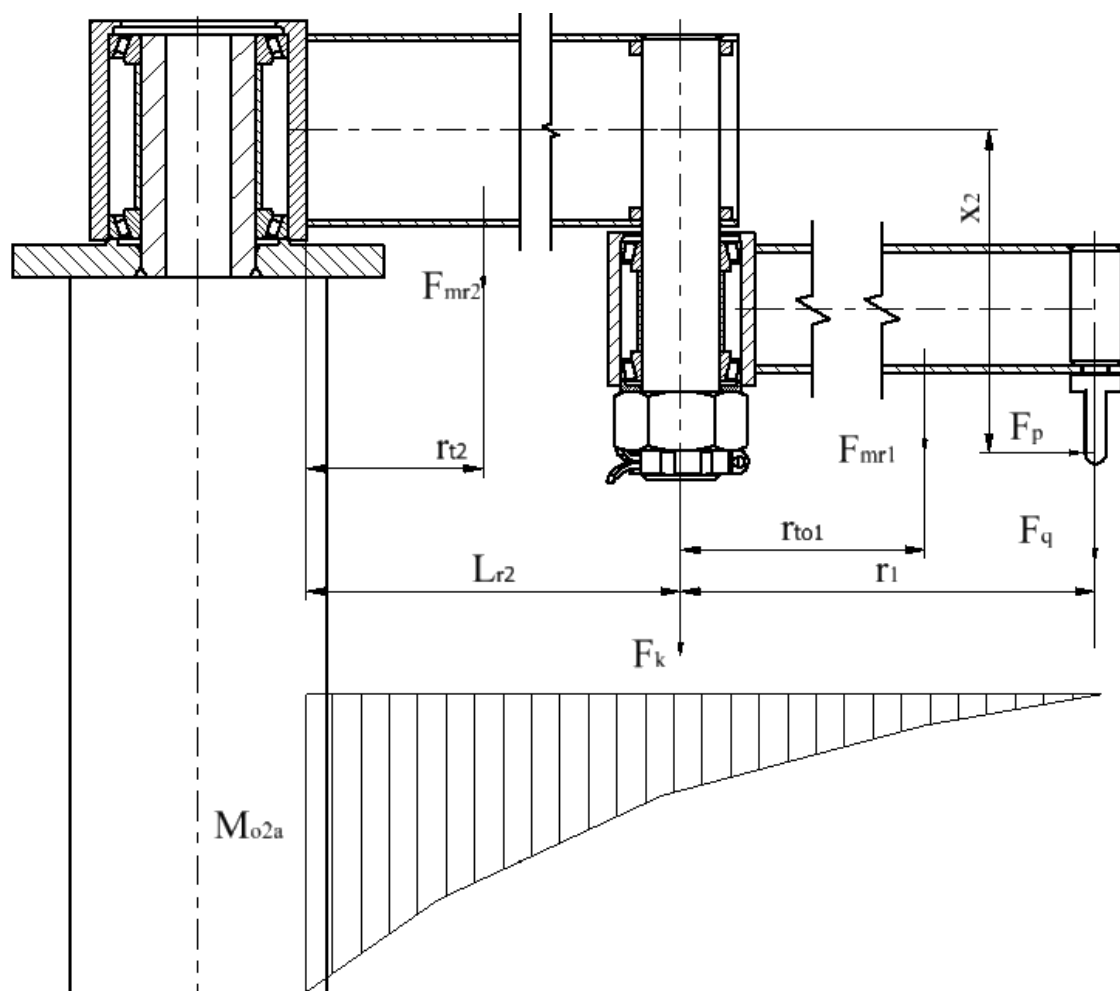
Dle katalogu SKF z tab. 10 strany 77 je volená statická bezpečnost pro čárový styk s normálními požadavky na tichý chod a normálními provozními podmínkami $s_0=1,5$.

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{143000}{73\,660} = 1,94 \quad (3.39)$$

Ložiska splňují podmínku statické bezpečnosti.

3.7 Pevnostní kontrola ramene č.2

Rameno je tvořeno tenkostěnným profilem 150x100x4 dlouhým 1277mm. Profil spojuje dva otočné klouby. Na jednom konci je přivařen k vnějšímu pouzdru a na druhém konci je přivařen čep. Profil bude počítán pro oba mezní případy viz. obr.3.1 a obr. 3.2. Schéma na obr. 3.8 zahrnuje všechny síly působící na rameno č.2



Obr.3.8 Řez horní částí konstrukce

$$r_{t2}=635 \text{ mm}$$

$$r_{t01}=650 \text{ mm}$$

$$L_{r2}=1130 \text{ mm}$$

$$X_2=243 \text{ mm}$$

$$r_1=1200 \text{ mm}$$

- **Výpočet maximálního ohybového momentu bez působení F_p**

$$\begin{aligned} M_{o2a} &= F_q \cdot (r_1 + L_{r2}) + F_{mr1} \cdot \varnothing_1 \cdot (L_{r2} + r_{t01}) + F_{mr2} \cdot r_{t2} \cdot \varnothing_1 + F_K \cdot L_{r2} \\ &\quad \cdot \varnothing_1 \\ &= 3\,904 \cdot (1200 + 1130) + 173,9 \cdot 1,05 \cdot (1130 + 650) \\ &\quad + 226,5 \cdot 635 \cdot 1,05 + 144,8 \cdot 1130 \cdot 1,05 \\ &= 9\,744\,163 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (3.40)$$

- **Výpočet ohybového momentu s působením F_p**

$$\begin{aligned} M_{o2ap} &= F_q \cdot (r_1 + L_{r2}) + F_{mr1} \cdot \varnothing_1 \cdot (L_{r2} + r_{t01}) + F_{mr2} \cdot r_{t2} \cdot \varnothing_1 + F_K \\ &\quad \cdot L_{r2} \cdot \varnothing_1 - F_p \cdot X_2 \\ &= 3\,904 \cdot (1200 + 1130) + 173,9 \cdot 1,05 \cdot (1130 + 650) \\ &\quad + 226,5 \cdot 635 \cdot 1,05 + 144,8 \cdot 1130 \cdot 1,05 - 600 \cdot 243 \\ &= 9\,598\,363 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned} \quad (3.41)$$

- **Určení dovolených napětí**

Profil je vyroben z oceli S 355 a dovolené napětí je počítáno ze dvou podmínek:

- 1) Při statickém zatížení nejméně dvojnásobkem nosnosti nevzniknou trvalé deformace

$$\sigma_{o2adov} = \frac{R_e}{2} = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ MPa} \quad (3.42)$$

- 2) Při statickém zatížení nejméně trojnásobkem nosnosti nedojde k porušení konstrukce, i když vzniknou trvalé deformace.

$$\sigma_{o2adov} = \frac{R_m}{3} = \frac{490}{3} = 163,3 \text{ MPa} \quad (3.43)$$

Kde $R_e = 355 \text{ MPa}$

$R_m = 490 \text{ MPa}$ pro ocel S355[ČSN P CEN/TS 13001-3-1]. Dovolené napětí bude bráno vždy to, které má nižší hodnotu.

- **Kontrola napětí prvního mezního stavu**

Pro případ prvního mezního stavu bez síly F_p bude napětí spočteno z rovnice. č. 3.44

$$\sigma_{o2a} = \frac{M_{o2a}}{W_{o2}} = \frac{9\,744\,163}{95\,890} = 101,6 \text{ MPa} \quad (3.44)$$

$$\sigma_{o2a} < \sigma_{dov}$$

$$101,6 < 163,3 \text{ vyhovuje}$$

Pro případ se silou F_p se vypočte maximální napětí jako kombinace tahu a ohybu.
(viz. 3.45)

$$\sigma_{o2ap} = \sigma_{t2} + \sigma_{o2b} = \frac{F_p}{S_2} + \frac{M_{o2ap}}{W_{o2}} = \frac{600}{2691} + \frac{9\,598\,363}{95\,890} = 100,09 \text{ MPa} \quad (3.45)$$

$$S_2 = 2691 \text{ mm}^2$$

$$W_{o2} = 95\,890 \text{ mm}^2$$

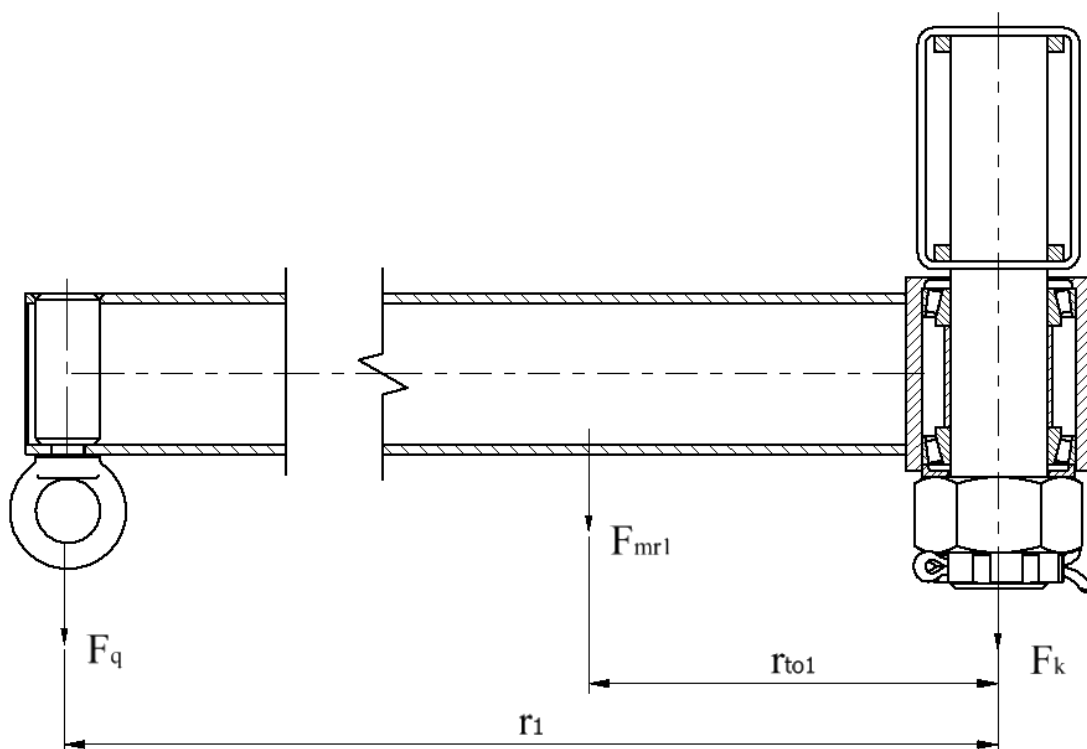
$$\sigma_{o2ap} < \sigma_{dov}; 100,09 < 163,3 \text{ vyhovuje}$$

- **Kontrola ramene č.2 pro kombinované namáhání krutu a ohybu**

Druhý mezní stav z obr. 3.2 je dále rozkreslen na obr. 3.9 a 3.10, ze kterých jsou patrné všechny síly vyvozující maximální krouticí moment M_k a ohybový moment M_{o2b} .

- **Výpočet maximálního krouticího momentu a napětí τ_{Kmax}**

Před stanovením napětím τ_{Kmax} je nutné vypočíst W_k pro daný profil 150x100x5.



Obr. 3.9 Schéma pro M_{kmax}

$$J_{xT} = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12} = \frac{100 \cdot 150^3 - 90 \cdot 140^3}{12} = 7\,545\,000 \text{ mm}^4 \quad (3.46)$$

$$J_{yT} = \frac{H \cdot B^3 - h \cdot b^3}{12} = \frac{150 \cdot 100^3 - 140 \cdot 90^3}{12} = 3\,995\,000 \text{ mm}^4 \quad (3.47)$$

$$J_x = J_{xT} + S \cdot a^2 = 21\,045\,000 \text{ mm}^4 \quad (3.48)$$

$$J_y = J_{yT} + S \cdot a^2 = 13\,545\,000 \text{ mm}^4 \quad (3.49)$$

$$J_p = J_x + J_y = 21\,045\,000 + 13\,545\,000 = 34\,590\,000 \text{ mm}^4 \quad (3.50)$$

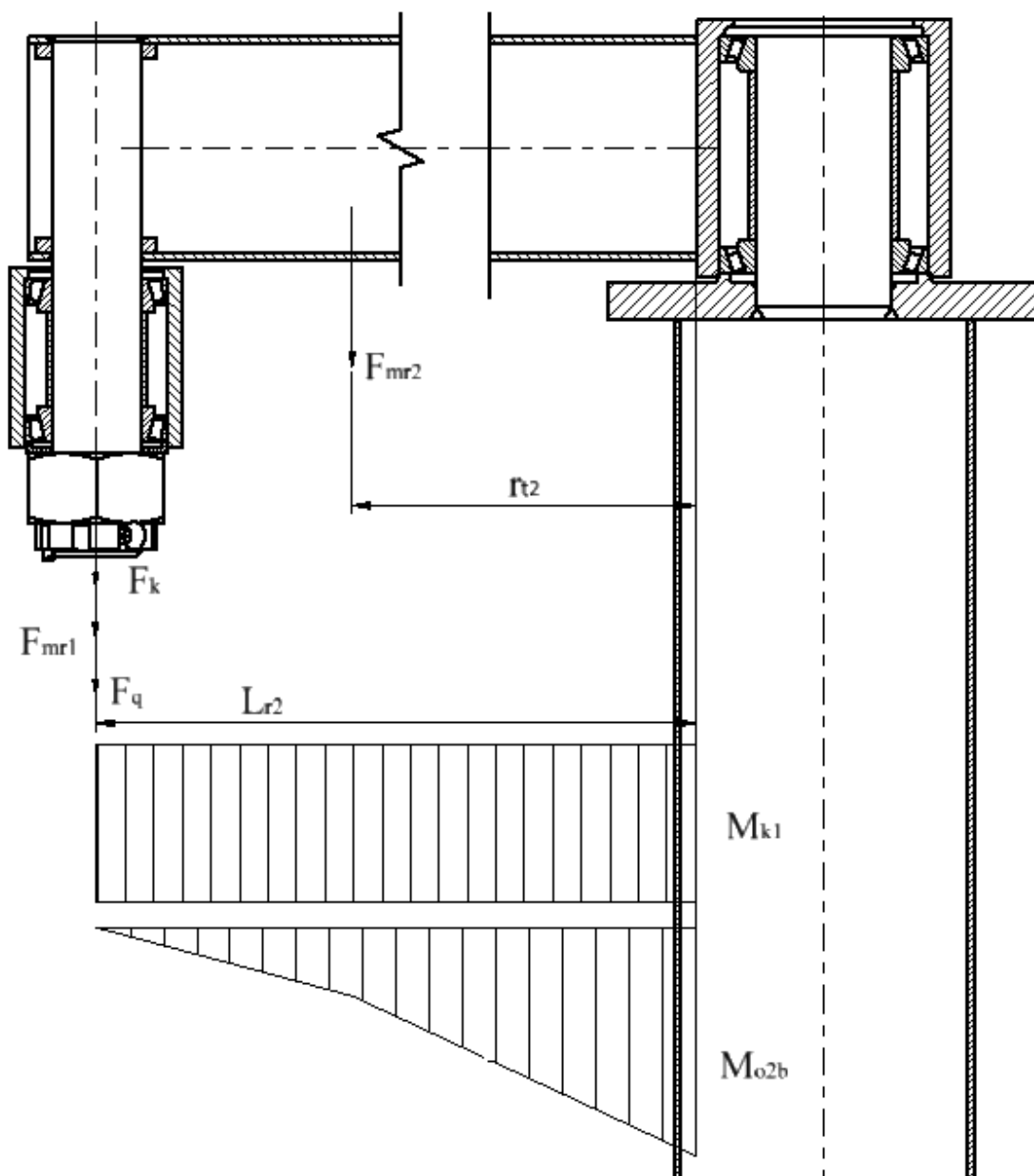
$$W_K = \frac{J_p}{e} = \frac{J_p}{\sqrt{B^2 + H^2}} = \frac{34\,590\,000}{180,2} = 191\,870,8 \text{ mm}^3 \quad (3.51)$$

$$M_K = F_q \cdot r_1 + F_{mr1} \cdot r_{to1} \cdot \phi_1 = 3\,904 \cdot 1200 + 173,9 \cdot 650 \cdot 1,05 \\ = 4\,803\,487 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (3.52)$$

$$\tau_{Kmax} = \frac{M_K}{W_K} = \frac{4\,803\,487}{191\,870,8} = 25 \text{ MPa} \quad (3.53)$$

- Výpočet ohybového momentu v druhé mezní stavu a jmenovitého napětí v ohybu σ_{o2bII}

Na obr. 3.10 je zobrazen řez oběma rameny, která jsou oproti sobě pootočená o 90° . Průřezový modul v ohybu byl odečten ze stránek prodejce ($W_{o2}=95\,890\text{mm}^4$).



Obr. 3.10 Schéma pro M_{o2b}

$$\begin{aligned}
 M_{o2b} &= (F_q + F_K \cdot \varnothing_1 + F_{mr1} \cdot \varnothing_1) \cdot L_{r2} + F_{mr2} \cdot \varnothing_1 \cdot r_{t2} \\
 &= (3\,904 + 144,8 \cdot 1,05 + 173,9 \cdot 1,05) \cdot 1130 + 226,5 \\
 &\quad \cdot 1,05 \cdot 635 = 4\,940\,676 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}
 \tag{3.54}$$

$$\sigma_{o2b} = \frac{M_{o2b}}{W_{o2}} = \frac{4\,940\,676}{95\,890} = 51,52 \text{ MPa}
 \tag{3.55}$$

- **Kontrola napětí druhého mezního stavu**

Pro kombinované namáhání ohyb-krut lze použít rovnici

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_{kmax})^2} \leq \sigma_{Dt} \quad \text{kde } \alpha = 2
 \tag{3.56}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{51,52^2 + (2 \cdot 25)^2} = 71,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} < \sigma_{dov}; \quad 71,8 < 163,3 \text{ vyhovuje}$$

3.8 Návrh tloušťky svaru mezi ramenem č. 2 a pouzdrem čepu 2

Profil 150x100x5 bude po celém obvodu přivařen koutovým svarem. Velikost odvěsny koutového svaru z je zvolena stejná, jako tloušťka stěny ramene č.2.

$$z = 5 \text{ mm}$$

Pro obdélníkový průřez svaru je jednotkový osový kvadratický moment účinného průřezu roven

$$J_{zu} = \frac{h^2}{6} \cdot (3 \cdot b + h)
 \tag{3.57}$$

Celkový osový kvadratický moment účinných průřezů celkového svaru je pak:

$$\begin{aligned}
 J_z &= 0,707 \cdot z \cdot \frac{h^2}{6} \cdot (3 \cdot b + h) = 0,707 \cdot 5 \cdot \frac{150^2}{6} \cdot (3 \cdot 100 + 150) \\
 &= 5\,965\,312 \text{ mm}^3
 \end{aligned}
 \tag{3.58}$$

Výsledné napětí je pak:

$$\tau_1 = \frac{M_{o2a}}{J_z} = \frac{9\,744\,163}{5\,965\,312} = 1,6 \text{ MPa}
 \tag{3.59}$$

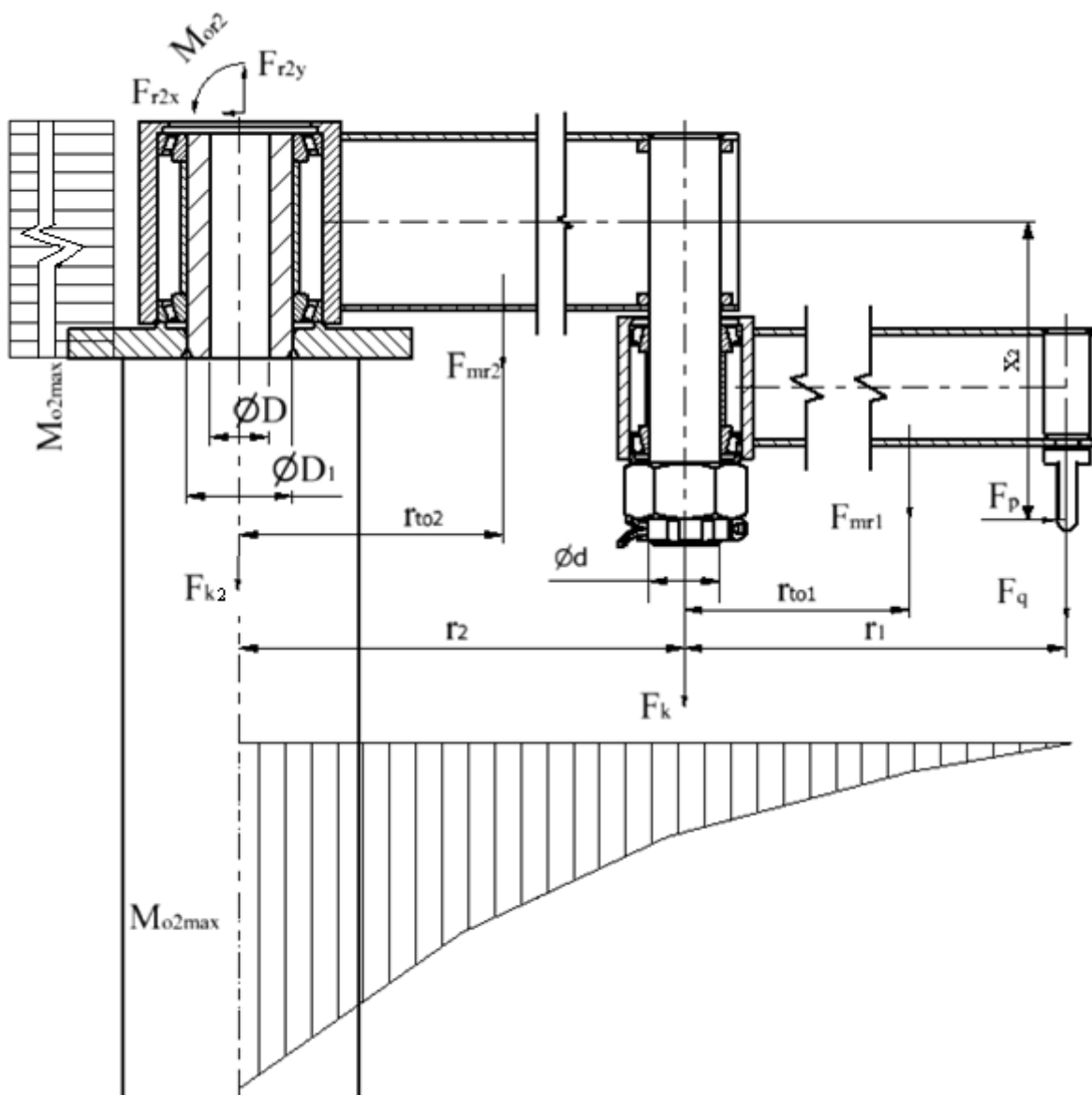
$$\sigma_D = 0,6 - 0,66 \cdot R_e = 0,6 \cdot 235 = 141 \text{ MPa}
 \tag{3.60}$$

$$\tau_{1D,sv} = 0,65 \cdot 141 = 91,65 \quad (3.61)$$

$\tau_1 < \tau_{1D,sv}$; $1,6 < 91,65$ *vyhovuje*

3.9 Kontrola čepu na sloupu

Protože při kontrole ramene č. 2 nevyvolal druhý mezní stav vyšší napětí, bude čep na sloupu kontrolován pouze pro 1. mezní stav.



Obr. 3.11 Schéma sil v horní části konstrukce

$$\begin{aligned} F_{r2y} &= F_{mr1} \cdot \varnothing_1 + F_q + F_k \cdot \varnothing_1 + F_{mr2} \cdot \varnothing_1 + F_{k2} \cdot \varnothing_1 \\ &= 173,9 \cdot 1,05 + 3\,904 + 144,8 \cdot 1,05 + 226,5 \cdot 1,05 \\ &\quad + 331,5 \cdot 1,05 = 4\,824,5 \, N \end{aligned} \quad (3.62)$$

$$\sigma_3 = \sigma_{t3} + \sigma_{o3} = \frac{F_{r2y}}{S_D} + \frac{M_{o2max}}{W_{oD}} \quad (3.63)$$

$$= \frac{F_{r2y}}{\frac{\pi \cdot (D^2 - D_1^2)}{4}} + \frac{F_q \cdot (r_1 + r_2) + F_{mr1} \cdot (r_{to1} + r_2) \cdot \varnothing_1 + F_k \cdot r_2 \cdot \varnothing_1 + F_{mr2} \cdot r_{to2} \cdot \varnothing_1}{\frac{\pi \cdot D^3}{32} \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D}\right)^4\right]}$$

$$= \frac{4 \cdot 4\,824,5}{\pi \cdot (90^2 - 50^2)} + \frac{32 \cdot (3\,904 \cdot 2500 + 173,9 \cdot 1950 \cdot 1,05 + 144,8 \cdot 1300 \cdot 1,05 + 226,5 \cdot 720 \cdot 1,05)}{\pi \cdot 90^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{50}{90}\right)^4\right]}$$

$$= 162,7 MPa \sigma_{11\,523\,dov}$$

$$\frac{R_m}{3} = \frac{520}{3} = 173 MPa \quad (3.64)$$

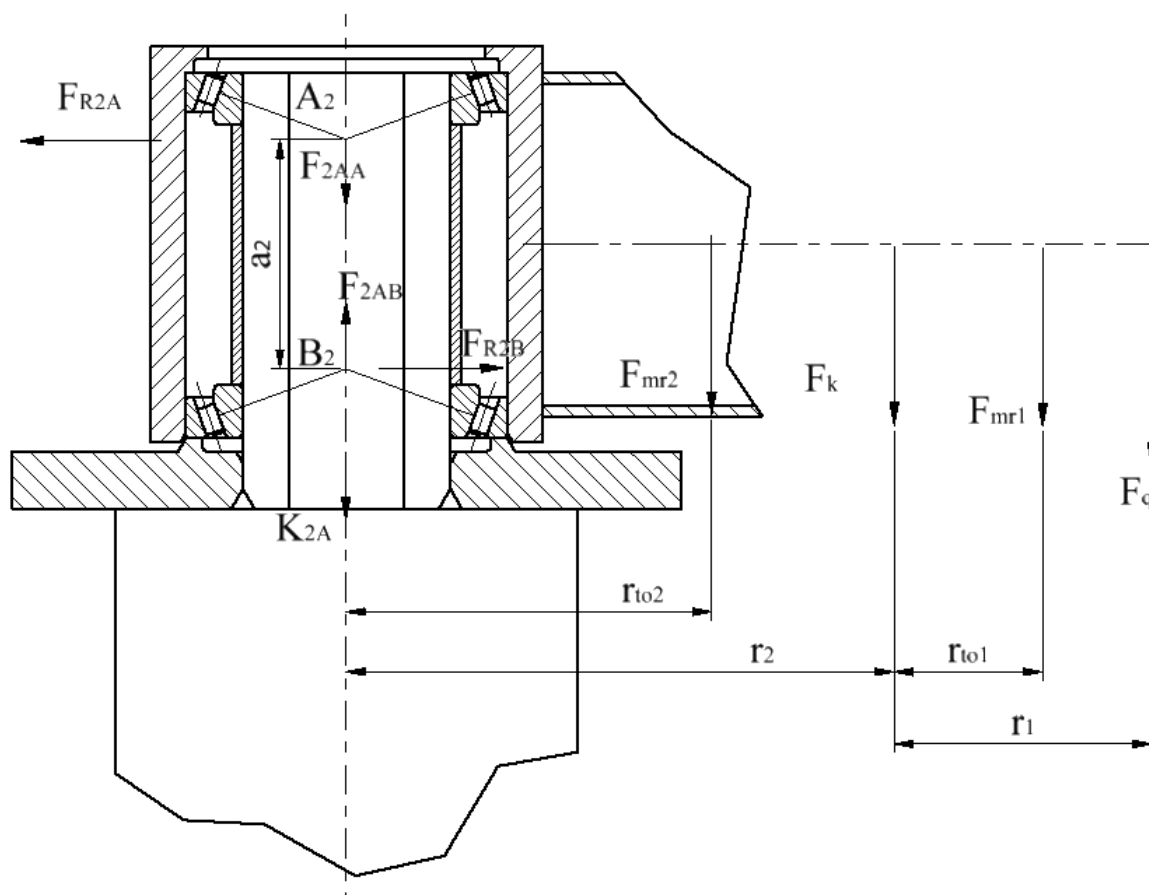
$$\sigma_{11\,523\,dov} = \frac{R_e}{2} = \frac{333}{2} = 166,5 MPa \quad (3.65)$$

$$\sigma_3 < \sigma_{dov}$$

$$162,7 < 166,5 \text{ vyhovuje}$$

3.10 Rozložení sil a statická kontrola kuželíkových ložisek v kloubovém spoji na sloupu

Podle zvoleného čepu $\varnothing 90$ mm byly přiřazeny kuželíkové ložiska. Kuželíková ložiska jsou uspořádána do „X“ čímž, se posunují reakce blíže k sobě. Obě ložiska jsou zatížena radiálními i axiálními silami. Radiální sílu působící ve středu zatížení můžeme rozložit na normálovou složku působící pod úhlem styku a na axiální složku působící v ose čepu, přičemž obě složky nejsou vzájemně kolmé. Dle konstrukce viz obr. 3.12 lze usoudit, že ložisko A₂ je uvolněné a ložisko B₂ je sevřené. Pro výpočet axiální síly vyvozené ložiskem použijeme vzorec $F_A = 0,5 \cdot \frac{F_r}{Y}$. Protože síla F_p vyvozuje opačný moment, než ostatní síly nebude do výpočtů zahrnuta.



Obr. 3.12 Rozložení sil v ložiscích na sloupu

- **Určení velikosti reakčních sil v ložiscích**

$$\sum M_{iA2} = 0 \quad F_q \cdot (r_1 + r_2) + F_{mr1} \cdot \varnothing_1 \cdot (r_{to1} + r_2) + F_k \cdot r_2 \cdot \varnothing_1 + F_{mr2} \cdot r_{to2} \cdot \varnothing_1 - F_{R2B} \cdot a_2 = 0 \quad \Rightarrow$$

$$\frac{F_q \cdot (r_1 + r_2) + F_{mr1} \cdot (r_{to1} + r_2) \cdot \varnothing_1 + F_k \cdot r_2 \cdot \varnothing_1 + F_{mr2} \cdot r_{to2} \cdot \varnothing_1}{a_2} = F_{R2B} \quad (3.66)$$

$$F_{R2B} = \frac{3\,904 \cdot 2\,500 + 173,9 \cdot 1\,950 \cdot 1,05 + 144,8 \cdot 1\,300 \cdot 1,05 + 226,5 \cdot 720 \cdot 1,05}{123} = 85\,243,5 \, N$$

$$\sum M_{iB2} = 0 \quad F_q \cdot (r_1 + r_2) + F_{mr1} \cdot \varnothing_1 \cdot (r_{to1} + r_2) + F_k \cdot r_2 \cdot \varnothing_1 + F_{mr2} \cdot r_{to2} \cdot \varnothing_1 - F_{RA} \cdot a_2 = 0 \quad \Rightarrow$$

$$\frac{F_q \cdot (r_1 + r_2) + F_{mr1} \cdot \varnothing_1 \cdot (r_{to1} + r_2) + F_k \cdot r_2 \cdot \varnothing_1 + F_{mr2} \cdot r_{to2} \cdot \varnothing_1}{a_2} \quad (3.67)$$

$$= F_{R2A}$$

$$F_{R2A} = \frac{3\,904 \cdot 2500 + 173,9 \cdot 1950 \cdot 1,05 + 144,8 \cdot 1300 \cdot 1,05 + 226,5 \cdot 720 \cdot 1,05}{123} \\ = 85\,243,5 \text{ N}$$

$$K_{2a} = F_{mr1} \cdot \varnothing_1 + F_q + F_k \cdot \varnothing_1 + F_{mr2} \cdot \varnothing_1 + F_{k2} \cdot \varnothing_1 = \quad (3.68)$$

$$= 173,9 \cdot 1,05 + 3\,904 + 144,8 \cdot 1,05 + 226,5 \cdot 1,05 + 331,5 \cdot 1,05 = 4\,824,5 \text{ N}$$

$$F_{2AB} = 0,5 \cdot \frac{F_{R2B}}{Y} + K_{2a} = 0,5 \cdot \frac{85\,243,5}{2,2} + 4\,824,5 = 24\,198 \text{ N} \quad (3.69)$$

$$F_{2AA} = 0,5 \cdot \frac{F_{R2A}}{Y} = 0,5 \cdot \frac{85\,243,5}{2,2} = 19\,373,5 \text{ N} \quad (3.70)$$

• Minimální zatížení ložiska

„Na všechna ložiska s bodovým nebo čárovým stykem musí působit určité minimální zatížení, aby byl zajištěn jejich uspokojivý provoz. To platí i pro kuželíkové ložiska, především v případě, kdy mají pracovat při vysokých otáčkách, s vysokým zrychlením anebo při náhlých změnách směru působícího zatížení. Za takových podmínek mohou mít setrvačné síly kuželeků a klecí, jakož i tření v mazivu negativní vliv na podmínky odvalování a způsobit poškození valivých těles a oběžných drah prokluzováním. Požadované minimální radiální zatížení pro standardní kuželíková ložiska SKF může být pro takové případy odhadnuto podle vztahu

$$F_{rm} = 0,02 \cdot C \text{ [4]}.$$

Pro zvolené ložisko 33012 /Q je dle tabulky dynamická únosnost $C=95 \text{ kN}$

$$F_{rm} = 0,02 \cdot C = 0,02 \cdot 216 = 4,32 \text{ kN} \quad (3.71)$$

$$F_{rm} \leq F_{RB} \quad 4320 < 85\,243,5 \quad \text{vyhovuje}$$

- **Statické zatížení ložiska**

Výpočet ekvivalentního statického zatížení kuželíkového ložiska dle SKF:

$$F_r = F_{RB} = F_{RA} \quad (3.72)$$

$$P_0 = 0,5 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_{2AB} = 0,5 \cdot 85\,243,5 + 1,3 \cdot 24\,198 = 42\,653\,N \quad (3.73)$$

Pokud statické zatížení P_0 bude menší než radiální síla F_r , pak platí:

$$P_0 = F_r$$

$$P_0 < F_r \quad 42\,653 < 85\,243,5 \quad \Rightarrow \quad P_0 = F_r = 85\,243,5\,N$$

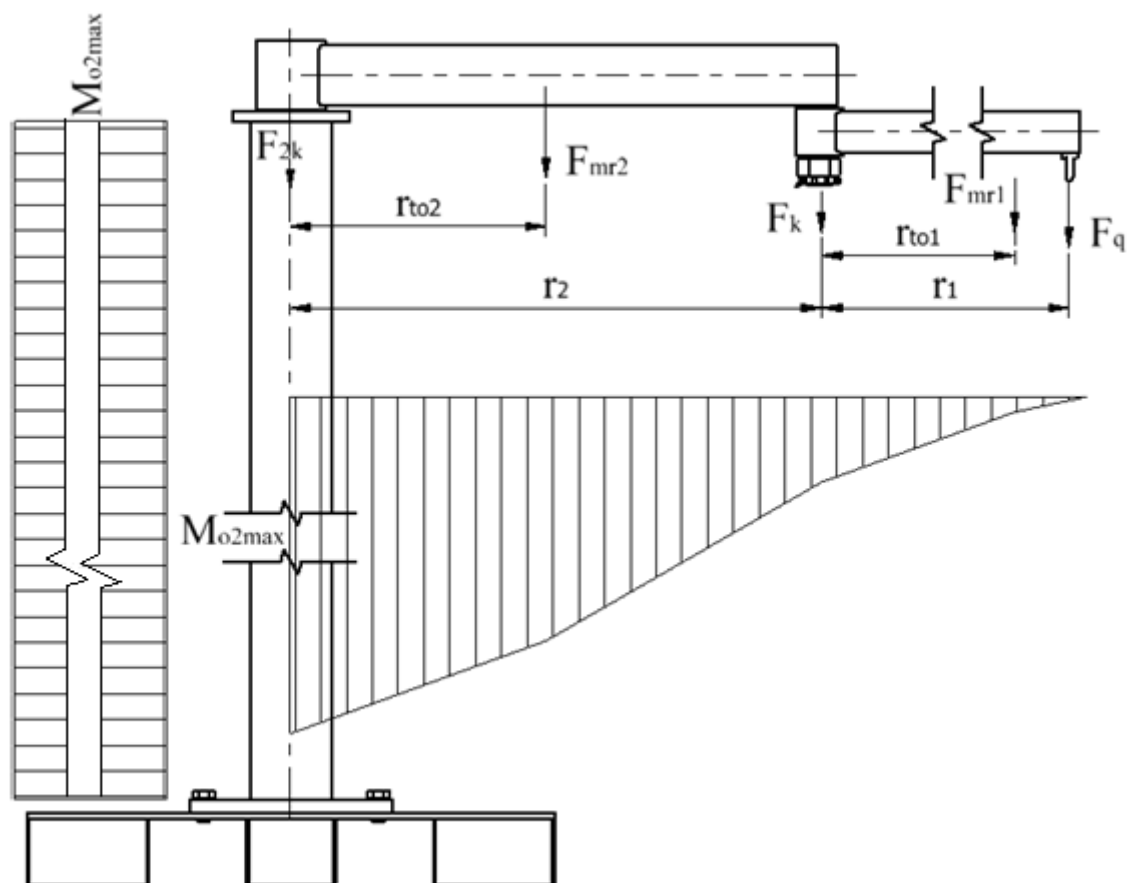
Dle katalogu SKF z tab.10 strany 77 je volená statická bezpečnost pro čárový styk s normálními požadavky na tichý chod a normálními provozními podmínkami $s_0=1,5$.

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{375000}{85\,243,5} = 4,39 \quad (3.74)$$

Ložiska splňují podmínku statické bezpečnosti.

3.11 Kontrola sloupu

Sloup je navržen z uzavřeného čtvercového profilu ČSN EN 10219-2 200x200x5. Materiál sloupu je S235JRH. Průběh ohybového momentu je zřejmý z obr. 3.13



Obr. 3.13 Průběh ohybového momentu na sloupu

$$\sigma_4 = \sigma_{t4} + \sigma_{o4} = \frac{F_{3y}}{S_s} + \frac{M_{o2max}}{W_{os}} = \quad (3.75)$$

$$M_{o2max} = F_q \cdot (r_1 + r_2) + F_{mr1} \cdot (r_{to1} + r_2) \cdot \varnothing_1 + F_k \cdot r_2 \cdot \varnothing_1 + F_{mr2} \cdot r_{to2} \cdot \varnothing_1 = \quad (3.76)$$

$$\frac{4\,824}{3\,835} + \frac{3\,904 \cdot 2500 + 173,9 \cdot 1950 \cdot 1,05 + 144,8 \cdot 1300 \cdot 1,05 + 226,5 \cdot 720 \cdot 1,05}{241\,010}$$

$$= 43,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dov} = \frac{R_m}{3} = \frac{520}{3} = 173 \text{ MPa} \quad (3.77)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{2} = \frac{245}{2} = 122,5 \text{ MPa} \quad (3.78)$$

Kde $R_e = 245 \text{ MPa}$

$R_m = 520 \text{ MPa}$ pro ocel 11 503 [ČSN EN 10020]

$$\sigma_4 < \sigma_{dov}$$

$$43,5 < 122,5 \text{ vyhovuje}$$

- **Kontrola sloupu na vzpěrnou pevnost**

„K porušení stability dochází v pružné oblasti, tj. napětí od zatěžujících sil leží pod mezí úměrnosti σ_u materiálu prutu. Podmínka

$$\lambda = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_u}} \geq \lambda_m \quad (3.79)$$

Napětí na mezi vzpěrné pevnosti (kritické napětí):

$$\sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{A} < \sigma_u, \text{ kde } A \text{ je plocha průřezu} \quad (3.80)$$

Kritická síla

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{4 \cdot l^2} \quad (3.81)$$

„[5].

$$\lambda = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{245}} \geq 100$$

$$\lambda = 91,9 \geq 100$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \frac{B^4 - b^4}{12}}{4 \cdot l^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot \frac{200^4 - 190^4}{12}}{4 \cdot 2789^2} = 1\,647\,517,5 \text{ N}$$

$$A = 38\,360 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{A} = \frac{1\,647\,517,5}{38\,360} = 42,9 < \sigma_u$$

σ_{kr} nepřekročila σ_u , proto nedojde k porušení vzpěrné stability.

3.12 Návrh tloušťky svaru na obou koncích sloupu

Sloup 200x200x5 bude po celém obvodu přivařen koutovým svarem. Velikost odvěsny koutového svaru z je zvolena stejná, jako tloušťka stěny sloupu.

$$z = 5 \text{ mm}$$

Celkový osový kvadratický moment účinných průřezů celkového svaru je pak:

$$J_z = 0,707 \cdot z \cdot \frac{h^2}{6} \cdot 4 \cdot h = 0,707 \cdot 5 \cdot \frac{200^2}{6} \cdot 800 = 18\,853\,333 \text{ mm}^3 \quad (3.82)$$

Výsledné napětí je pak:

$$\tau_1 = \frac{M_{o2max}}{J_z} = \frac{10\,483\,935}{5\,965\,312} = 0,55 \text{ MPa} \quad (3.83)$$

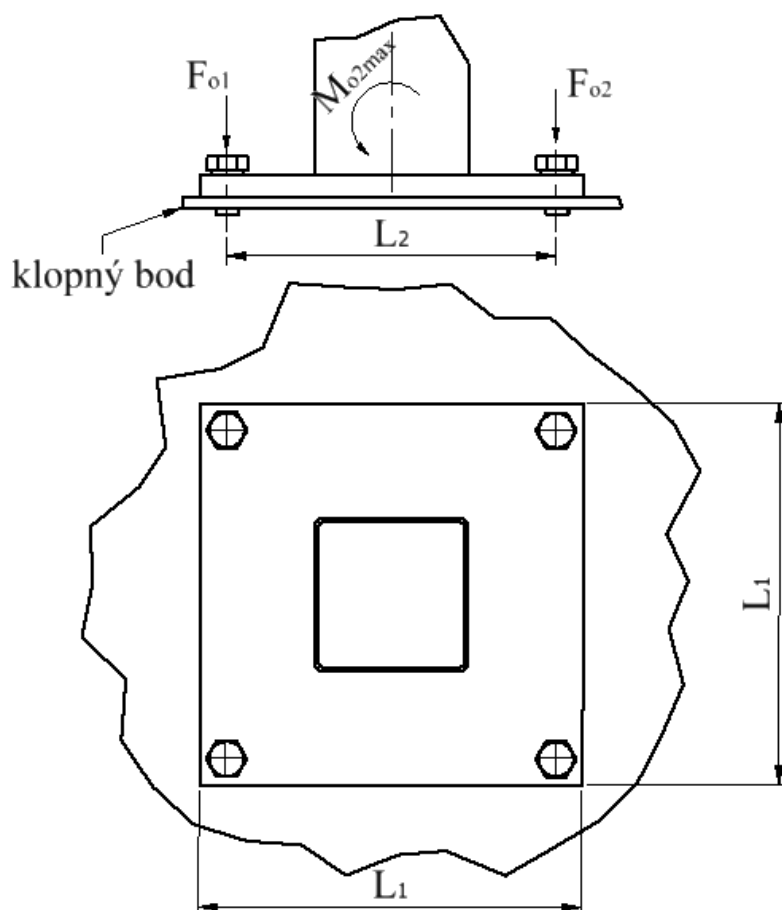
$$\sigma_D = 0,6 - 0,66 \cdot R_e = 0,6 \cdot 235 = 141 \text{ MPa} \quad (3.84)$$

$$\tau_{1D,sv} = 0,65 \cdot 141 = 91,65 \quad (3.85)$$

$$\tau_1 < \tau_{1D,sv}; 0,55 < 91,65 \text{ vyhovuje}$$

3.13 Kontrola šroubů v základně sloupu

Na spodním konci sloupu je z montážních důvodů přivařena základna sloupu, která je do podstavy přišroubována čtyřmi šrouby M20. Protože je síla F_{o1} blízko klopného bodu bude velice malá, tudíž budeme předpokládat, že celý ohybový moment bude přenášet pouze síla F_{o2} .



Obr. 3.14 Ukotvení sloupu k základně

$$\frac{M_{o2max}}{\frac{L_1 - L_2}{2} + L_2} = F_{o2} = \frac{10\,484\,946}{\frac{500 - 430}{2} + 430} = 22\,548\,N \quad (3.86)$$

Jelikož sílu F_{o2} přenáší dva šrouby, bude síla rozdělena:

$$F_o = \frac{F_{o2}}{2} = \frac{22\,548}{2} = 11\,274\,N \quad (3.87)$$

$$\sigma_s = \frac{F_o}{S_{d_3}} = \frac{11\,274}{\frac{\pi \cdot 16,933^2}{4}} = 50\,MPa \quad (3.88)$$

- **Kontrola napětí v ose šroubu M20**

Pevnostní třída šroubů 4.6

$$\sigma_{dov} = \frac{R_m}{3} = \frac{460}{3} = 153 \text{ MPa} \quad (3.89)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{2} = \frac{240}{2} = 120 \text{ MPa} \quad (3.90)$$

$$\sigma_s < \sigma_{dov}$$

50 < 120 *vyhovuje*

3.14 Kontrola závitu v podstavě

Z předešlého výpočtu bude použita osová síla ve šroubu ke kontrole závitu v podstavě na otláčení. Tloušťka podstavy je 15 mm. Materiál podstavy 11 523.

$$\sigma_s = \frac{F_o}{S_H} = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot (D^2 - D_1^2)}{4} \cdot \frac{t}{P}} = \frac{11\,274}{\frac{\pi \cdot (20^2 - 16,933^2)}{4} \cdot \frac{15}{2,5}} = 21,2 \text{ MPa} \quad (3.91)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{R_m}{3} = \frac{520}{3} = 173 \text{ MPa} \quad (3.92)$$

$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{2} = \frac{333}{2} = 166,5 \text{ MPa} \quad (3.93)$$

Kde $R_e = 333 \text{ MPa}$

$R_m = 520 \text{ MPa}$ pro ocel 11 523 [ČSN EN 10020]

$$\sigma_s < \sigma_{dov}$$

21,2 < 166,5 *vyhovuje*

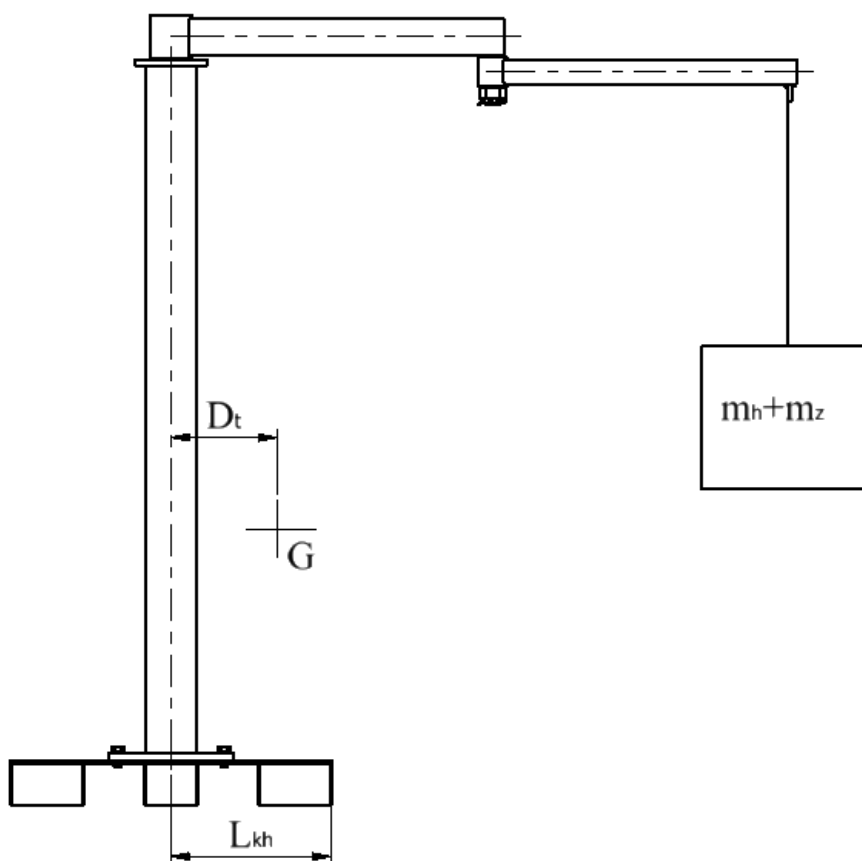
4 Stabilita manipulátoru

„Manipulátory musí zůstat stabilní ve všech pracovních uspořádáních.

Manipulátory musí být navrženy tak, aby nebyla vzdálenost k ose sloupu D těžiště G celého manipulátoru včetně břemena a základny větší než $2/3$ vzdálenosti L (viz obrázek níže).

Aby se zabránilo překlopení manipulátoru v případě přetížení, stabilita musí být vypočítána s použitím maximální síly zdvihání pohonu zdvihu.

Pokud nejsou přijata jiná opatření proti překlopení, je předpokládáno břemeno o velikosti nosnost + 80 kg (představující průměrnou hmotnost obsluhy) “[1].



Obr. 4.1 Stabilita manipulátoru

Legenda

L_{kh} – nejmenší vzdálenost od osy sloupu ke klopné hraně

D_t – vzdálenost těžiště G od osy sloupu

G – těžiště celého manipulátoru

$$D_t \leq \frac{2}{3} \cdot L_{kh} \quad (4.1)$$

$$D_t \leq \frac{2}{3} \cdot 650$$

$$388,6 \leq 433,3$$

Podmínka stability splněna

5 Závěr

Cílem mé bakalářské práce bylo navrhnout přemístitelný sloupový manipulátor s nosností břemene do 200 kg. Tento navržený manipulátor poté pevnostně zkontrolovat.

Poté co jsem provedl průzkum jednotlivých řešení a nabízených typů konstrukcí manipulátorů na trhu, jsem si vybral několik klíčových prvků konstrukce, které jsem následně zkombinoval. Pro manipulaci zavěšeného břemene v prostoru slouží dva klouby umístěné v horní části konstrukce. Tato kombinace volně stojícího manipulátoru s kloubovým systémem mi přišla pro dané parametry jako nejvhodnější. Navržený přemístitelný sloupový manipulátor splňuje všechny technické parametry. Jeho nosnost jsem dimenzoval pro břemeno o hmotnosti 200 kg. Celková výška manipulátoru nepřesáhla 3200 mm. Při plném rozvinutí ramen dosahuje manipulátor 2500 mm od osy sloupu. Manipulátor jsem navrhl jako přemístitelný pomocí běžného paletového vozíku s nosností 2000kg, čím jsem splnil i poslední kritérium s požadavkem na minimalizaci celkové hmotnosti. Jako sekundární požadavek byla co nejmenší základna, která má rozměry 1300x1300 mm. Technická dokumentace přemístitelného sloupového manipulátoru obsahuje všechny potřebné výpočty, které bylo nutné použít při konstrukčním návrhu a zpětné kontrole jednotlivých komponentů manipulátoru.

6 Seznam použité literatury

- [1] ČSN EN 14238. *Jeřáby: Ručně vedená manipulační zařízení*. Královo Pole: Královo Pole Cranes, 2010.
- [2] ČSN EN 13001-2. *Jeřáby-Návrh všeobecně: Část 2: Účinky zatížení*. Královo Pole: Královo Pole Cranes, 2011
- [3] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [4] http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/catalogues?contentId=258974&lang=cs
- [5] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-736-1011-6.)
- [6] ČSN P CEN/TS 13001-3-1. *Jeřáby-Návrh všeobecně: Část 3-1: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových konstrukcí*. Královo Pole: Královo Pole Cranes, 2005.
- [7] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: Spojovací části strojů. Návrh, výpočet konstrukce*. 1. Vydání. Ostrava: Monatanex a.s., 2000. 225s. ISBN 80-7225-018-3.
- [8] NĚMČEK, M. : *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Druhé vydání Skripto VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8, 111 s.
- [9] <http://www.purtec.bz/produkty.html>
- [10] http://formetal.cz/popis/manipulator_plechu.html

7 Seznam příloh

- | | |
|----------------------------------|--------------|
| 1) Bakalářská práce na CD | |
| 2) Sestavný výkres manipulátoru | SB3KSS-01 |
| 3) Výrobní výkres pouzdra čepu 2 | SB3KSS-01-10 |
| 4) Výrobní výkres Podložky 2 | SB3KSS-01-08 |